

BEST AVAILABLE COPY

Road vehicle brake-pressure control device

Patent number: DE4208496

Publication date: 1993-08-05

Inventor:

Applicant:

Classification:

- **international:** B60T7/12; B60T8/00; B60T8/32; B60T8/40; B60T8/48

- **europaen:** B60T8/42B; B60T8/44D; B60T8/48B4B2; B60T13/57;
B60T7/04B; B60T8/32D14D; B60T13/72

Application number: DE19924208496 19920317

Priority number(s): DE19924208496 19920317

Also published as:



US5350225 (A1)

JP6179361 (A)

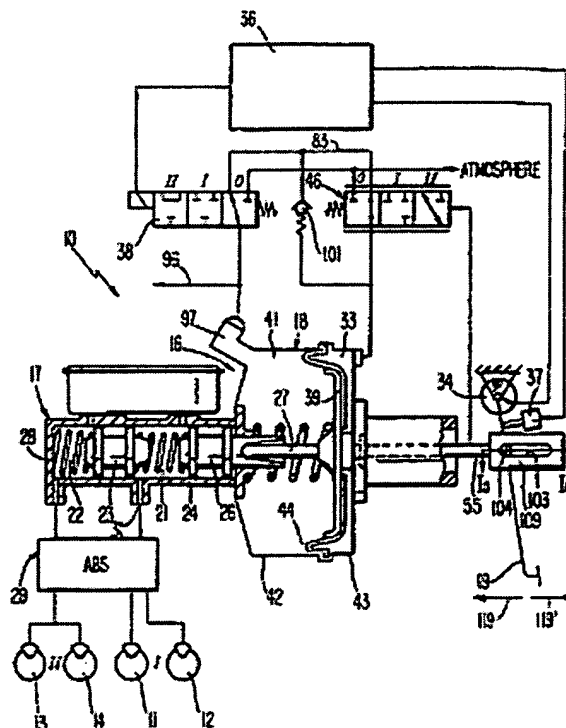
GB2265195 (A)

FR2688754 (A1)

Abstract not available for DE4208496

Abstract of corresponding document: **US5350225**

In a brake-pressure control device for a road vehicle, having an antilock braking system whose braking device comprises a vacuum brake power assist unit which has a vacuum chamber connected to the intake stub of the vehicle engine and a working chamber which can be subjected to a higher pressure via a control element operable by the brake pedal, a position sensor is provided which detects the position of the brake pedal and generates output signals. An electronic control unit processes these signals and generates drive signals for a brake-pressure control device making it possible to couple into the wheel brakes a higher brake pressure than would otherwise correspond to the instantaneous pedal position. Such driving of the brake-pressure control device is triggered when the speed PHI at which the brake pedal is operated overshoots a prescribed threshold value PHI s. The brake power assist unit is provided with a solenoid valve arrangement which can be moved from a basic position in which pressure compensation can be performed between the vacuum chamber and the working chamber of the brake power assist unit, whereas the working chamber thereof can be connected only via the control element to the outside atmosphere, into a functional position in which the working chamber is subjected to the ambient pressure but is blocked off from the vacuum chamber.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑩ DE 42 08 496 C 1

⑤1 Int. Cl. 5:
B 60 T 8/00
B 60 T 7/12
B 60 T 8/32
B 60 T 8/40
B 60 T 8/48

⑳ Aktenzeichen: P 42 08 496.2-21
㉔ Anmeldetag: 17. 3. 92
㉕ Offenlegungstag: —
㉖ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 5. 8. 93

DE 42 08 496 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦3 Patentinhaber:

Mercedes-Benz Aktiengesellschaft, 7000 Stuttgart,
DE

⑦2 Erfinder:

Steiner, Manfred, Dipl.-Ing., 7057 Winnenden, DE;
Nell, Joachim, Dipl.-Ing., 7302 Ostfildern, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 41 02 497 C1
DE 40 28 290 C1
DE 38 18 708 A1

⑤4 Bremsdruck-Steuereinrichtung für ein Straßenfahrzeug

⑤7 Bei einer Bremsdruck-Steuereinrichtung für ein Straßenfahrzeug mit blockiergeschützter Bremsanlage, deren Bremsgerät einen Vakuum-Bremskraftverstärker umfaßt, der eine an den Saugstutzen des Fahrzeugmotors angeschlossene Unterdruckkammer und eine Arbeitskammer hat, die über ein mittels des Bremspedals betätigbares Steuerteil mit einem höheren Druck beaufschlagbar ist, ist ein die Position des Bremspedals erfassender Positionsgeber vorgesehen, der Ausgangssignale erzeugt, aus deren Verarbeitung eine elektronische Steuereinheit Ansteuersignale für eine Bremsdruck-Stelleinrichtung erzeugt, mittels derer in die Radbremsen ein höherer Bremsdruck einkoppelbar ist, als es der momentanen Pedalstellung ansonsten entspräche. Eine derartige Ansteuerung der Bremsdruck-Stelleinrichtung wird ausgelöst, wenn die Geschwindigkeit $\dot{\varphi}$ mit der das Bremspedal betätigt wird, einen vorgegebenen Schwellenwert $\dot{\varphi}_s$ überschreitet. Der Bremskraftverstärker ist mit einer Magnetventilanordnung versehen, die durch das für $\dot{\varphi} > \dot{\varphi}_s$ erzeugte Signal aus einer Grundstellung, in der ein Druckausgleich zwischen der Vakuumkammer und der Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers erfolgen kann, dessen Arbeitskammer jedoch nur über das Steuerteil mit der Außenatmosphäre verbindbar ist, in eine Funktionsstellung steuerbar ist, in der die Arbeitskammer mit dem Umgebungsdruck beaufschlagt, jedoch gegen die Unterdruckkammer abgesperrt ist.

DE 42 08 496 C 1

1 Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Bremsdruck-Steuereinrichtung für ein Straßenfahrzeug mit hydraulischer Bremsanlage, vorzugsweise Zweikreis-Bremsanlage, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Als Bremsgerät ist bei dieser Bremsanlage ein über einen Vakuum-Bremskraftverstärker üblicher Bauart betätigbarer Hauptzylinder vorgesehen, der den Bremskreisen je einzeln zugeordnete Ausgangsdruckräume hat. Der pneumatische Bremskraftverstärker hat eine an den Ansaugstutzen des Fahrzeugmotors angeschlossene Unterdruckkammer und eine gegenüber dieser durch den Arbeitskolben des Bremskraftverstärkers beweglich abgegrenzte Arbeitskammer, die über ein die Funktion eines 3/3-Wege-Regelventils vermittelndes Steuerteil, das mittels des Bremspedals betätigbar ist, mit einem höheren als dem an dem Ausgangsstutzen des Fahrzeugmotors herrschenden Druck beaufschlagbar ist, wodurch der Hauptzylinder mit einer gegenüber der bloßen Pedalkraft verstärkten Kraft betätigbar ist, die den Bremsdruck-Aufbau in den Radbremsen unterstützt. Als ein Element der Bremsdruck-Steuereinrichtung ist ein die Pedalstellung überwachender Weg- bzw. Positionssensor vorgesehen, der für die Momentan-Position des Bremspedals und damit auch für Änderungen derselben charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, aus deren Verarbeitung mittels einer elektronischen Steuereinheit Ansteuersignale für eine Bremsdruck-Stelleinrichtung gewonnen werden, mittels derer — bei Ansteuerung — in die Radbremsen ein höherer Bremsdruck einkoppelbar ist als der nach der momentanen Pedalstellung ansonsten zu erwartende Bremsdruck, wobei eine Ansteuerung der Bremsdruck-Stelleinrichtung im Sinne der erhöhten Bremsdruck-Entfaltung ausgelöst wird, wenn die Geschwindigkeit ϕ mit der das Bremspedal betätigt wird, größer ist als ein vorgegebener Schwellenwert ϕ_s . Anstelle oder in Kombination mit einer Überwachung der Pedalposition und deren Änderungsgeschwindigkeit kann auch die Kraft K_p mit der der Fahrer das Bremspedal betätigt und deren Änderungsrate \dot{K}_p überwacht und die erhöhte Bremskraft-Entfaltung ausgelöst werden, wenn die Änderungsrate \dot{K}_p einen Schwellenwert \dot{K}_s übersteigt. Es ist vorausgesetzt, daß das Fahrzeug mit einem Antiblockiersystem ausgerüstet ist, das bei einer Bremsung auf dynamisch stabiles Verzögerungsverhalten des Fahrzeuges regelt.

Eine derartige Bremsdruck-Steuereinrichtung wird für eine selbsttätige Steuerung eines durch die DE 40 28 290 C1 bekannten "Verfahrens zur Verkürzung des Bremsweges in kritischen Fahrsituationen" benötigt, gemäß welchem, wenn bei der Pedalbetätigung der Geschwindigkeits-Schwellenwert ϕ_s überschritten wird, in kürzestmöglicher Zeit ein möglichst hoher Bremsdruck bis hin zu dem eine Vollbremsung ergebenden Bremsdruck aufgebaut wird, wobei der Bremsdruck jedoch durch die "dominante" Wirkung des Antiblockiersystems entsprechend den jeweils herrschenden Straßenverhältnissen begrenzt wird.

Die Realisierung dieses Bremsdruck-Steuerungskonzepts ist z. B. mittels einer Bremsdruck-Stelleinrichtung möglich, die, in Analogie zu einer Antriebs-Schlupf-Regleinrichtung (ASR) welche nach dem Prinzip arbeitet, ein zum Durchdrehen neigendes, angetriebenes Fahrzeugrad durch selbsttätige Aktivierung seiner Radbremse wieder zu verzögern, diese Funktion auch für die Radbremsen der nicht angetriebenen Fahrzeugr-

der vermittelt, wenn der Schwellenwert der Geschwindigkeit überschritten wird, mit der der Fahrer das Bremspedal betätigt.

Eine derartige Realisierung einer auf sämtliche Radbremsen wirkenden Bremsdruck-Steuereinrichtung in Analogie zu einer ASR, die eine Absperrung der Bremskreise gegen das Bremsgerät erfordern würde, hätte jedoch den Nachteil, daß mit dem Einsetzen des automatisch gesteuerten Bremsvorganges jegliche Rückwirkung des in die Radbremsen eingekoppelten Bremsdruckes auf das Bremspedal entfällt, dieses vielmehr "hart" wird, d. h. nicht mehr weiter niedergedrückt werden kann und damit eine Pedalreaktion eintritt, die bei einer nicht zu geringen Anzahl von Fahrern das Gefühl auslösen wird, daß die Bremsanlage nicht in Ordnung sei und dann zu einer inadäquaten Reaktion eines solchen Fahrers führen wird, beispielsweise einer Zurücknahme des Bremspedals und anschließender erneuter Betätigung desselben, weil der Fahrer beispielsweise vermutet, daß Bremsflüssigkeit in den Hauptbremszylinder "nachgepumpt" — eingespeist — werden muß und somit zu einer Maßnahme — kurzzeitigem Abbruch der Bremsung — veranlaßt wird, die in einer eine Vollbremsung erfordernden Verkehrssituation sicher unange- messen wäre.

Zur Vermeidung dieses Nachteils sind bei einer zur Durchführung des bekannten Verfahrens geeigneten, den Gegenstand einer nicht vorveröffentlichten, eigenen Patent DE 41 02 497 C1 bildenden Bremsdruck-Steuereinrichtung der eingangs genannten Art den Bremskreisen zugeordnete Pufferspeicher vorgesehen, die durch ein die Bremsdruck-Stelleinrichtung aktivierendes Ausgangssignal der elektronischen Steuereinheit — ventilsteuert — an die Druckausgänge des Bremsgeräts anschließbar, jedoch gegen die Bremskreise abgesperrt sind und gegen eine geringere Rückstellkraft als eine ansonsten aus einer Rückwirkung des Bremsdruckes auf das Bremsgerät resultierende, der Betätigungskraft entgegengesetzt gerichtete Reaktionskraft aufladbar sind, so daß in diese Pufferspeicher während der Bremsung Bremsflüssigkeit aus dem Bremsgerät verdrängt werden kann, wodurch ein Pedalweg möglich wird und auch nach dem Einsetzen der automatischen Bremsdruck-Steuerung ein Pedalgefühl erhalten bleibt, das im wesentlichen dasselbe wie bei einer normal ablaufenden Bremsung ist, so daß der Fahrer durch die automatische Bremsdruck-Steuerung nicht irritiert werden kann.

Bei der Bremsdruck-Stelleinrichtung gemäß der DE 41 02 497 C1 ist jedoch der mit den Pufferspeichern und den zu deren bedarfsgerechter Ankopplung an und Absperrung gegen das Bremsgerät erforderlichen Magnetventilen verknüpfte technische Aufwand und Raumbedarf erheblich und insoweit nachteilig.

Es ist auch bekannt (DE-38 18 708 A1), bei einem Fahrzeug mit hydraulischer Zweikreis-Bremsanlage, die über einen eine Vakuum-Kammer (Modulationskammer), eine Arbeitskammer und eine Simulationskammer, die in der Bremsenlösestellung in kommunizierender Verbindung mit der Arbeitskammer gehalten ist, umfassenden Vakuum-Bremskraftverstärker spezieller Bauart betätigbar ist, einerseits eine — bremsdruckabsenkende — Antiblockierregelungsfunktion dadurch zu erzielen, daß die normalerweise unter einem niedrigen Druck als dem Atmosphärendruck stehende Vakuumkammer ventilsteuert mit der Umgebungsatmosphäre verbunden wird, wodurch ein auf den Druckstangenkolben des Hauptzylinders der Bremsanlage wir-

kender Stößel eine Rückzugsbewegung erfährt, als deren Folge der im Hauptzylinder herrschende Druck reduziert wird. Diese Rückzugsbewegung führt nicht zu einer Rückwirkung am Bremspedal, da die Einsteuerung der Pedalbetätigungskraft über ein Bremsventil erfolgt, dessen Gehäuse-Verschiebung innerhalb eines Simulatorgehäuses durch die Wirkung der in der Arbeitskammer und in der Simulationskammer wirkenden Drücke ständig in einer definierten Grundstellung bleibt, gegen die Rückstellkraft von Simulationsfedern erfolgt, welche allein das "Pedalgefühl" bestimmen, das dem Fahrer als Rückmeldung über den seinem Wunsch entsprechenden Bremsdruck vermittelt wird.

Die bekannte Bremsanlage gemäß der DE-38 18 708 A1 kann auch zur Realisierung einer Antriebs-Schlupf-Regelung ausgenutzt werden, indem, unabhängig von einer Pedalbetätigung der Bremsanlage, ventilgesteuert, die normalerweise an eine Unterdruckquelle angeschlossene Simulationskammer gegen diese Unterdruckquelle abgesperrt und die Arbeitskammer mit dem Umgebungsdruck beaufschlagt wird, wodurch der Hauptzylinder im Sinne eines Bremsdruckaufbaues betätigbar ist. Bremsdruckabsenkungsphasen, die im Zuge der Antriebs-Schlupf-Regelung erforderlich werden, können analog zum Antiblockier-Regelungsbetrieb gesteuert werden.

Wird jedoch bei der bekannten Bremsanlage eine Betätigung derselben durch das Bremspedal gesteuert, so erfolgt der Bremsdruckaufbau stets in Proportionalität zu der Betätigungskraft, so daß mit dieser Bremsanlage eine Bremsdruckanhebung über einen vom Fahrer durch seine Betätigungskraft eingesteuerten Betrag hinaus nicht möglich ist. Die bekannte Bremsanlage ist daher nicht zur Realisierung eines automatisch gesteuerten Bremsvorganges geeignet, bei dem in einer einleitenden Phase einer Bremsung eine gegenüber der Betätigungskraft überproportional erhöhte Bremsdruckentfaltung möglich sein soll.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, eine zur Durchführung des bekannten Verfahrens geeignete Bremsdruck-Steuereinrichtung der eingangs genannten Art anzugeben, die bei gleichwohl einfachem und kostengünstigem Aufbau eine verfahrensgerechte Steuerung eines mit einer hohen Fahrzeugverzögerung verknüpften automatischen Bremsvorganges ermöglicht und hierbei eine der gewohnten Pedalweg-/Bremskraft-Korrelation weitgehend entsprechende Pedalreaktion ergibt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

Mittels einer hiernach als Zusatzeinrichtung an dem Vakuum-Bremskraftverstärker vorgesehenen Magnetventilanordnung, die (bei Ansteuerung mit dem für die rasche Betätigung des Bremspedals charakteristischen Ausgangssignal der elektronischen Steuereinheit) aus einer dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage sowie dem sanften Zielbremsbetrieb derselben zugeordneten Grundstellung, in der ein Steuerkanal (des Steuerteils des Bremskraftverstärkers, über den ein Druckausgleich zwischen dessen Vakuumkammer und dessen Arbeitskammer erfolgen kann), mit der Unterdruckkammer in kommunizierender Verbindung steht, die Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers jedoch gegen die Außenatmosphäre abgesperrt ist, in eine der automatisch gesteuerten Vollbremsung zugeordnete, erregte Funktionsstellung umschaltbar ist, in welcher der Steuerkanal des Bremskraftverstärkers über einen

in dieser Funktionsstellung freigegebenen Durchflußkanal der Magnetventilanordnung mit dem Umgebungsdruck beaufschlagt ist, der Steuerkanal jedoch gegen die Unterdruckkammer des Bremskraftverstärkers abgesperrt ist, wird dadurch, daß der Vakuum-Bremskraftverstärker bei der automatisch gesteuerten Vollbremsung zur Betätigung des Hauptzylinders — mit drastisch erhöhtem Verstärkungsfaktor — ausgenutzt wird, die gewohnte Pedal-Rückmeldung zumindest insoweit erhalten, als das Bremspedal dem Bremskraftverstärker-Kolben zumindest nachgeführt werden kann, unabhängig davon, welche Kraft hierfür vom Fahrer aufgewendet werden muß, so daß eine Pedalweg-/Fahrzeugverzögerungs-Korrelation gewohnter Art erhalten bleibt und der Fahrer nicht irritiert werden kann.

Mittels eines auf den Druck im Steuerkanal ansprechenden Ventils, das durch relativ höheren Druck im Steuerkanal als in der Arbeitskammer in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst gesperrt ist, und mittels dessen der Steuerkanal unmittelbar mit der Arbeitskammer verbindbar ist, wobei dieses Ventil als Rückschlagventil, in bevorzugter Gestaltung als einfaches Flatterventil ausgebildet sein kann, das die Mündungsöffnung eines vom Steuerkanal ausgehenden, in die Arbeitskammer mündenden Querkansals dichtend abdeckt, so lange der Druck in der Arbeitskammer höher ist als in dem Steuerkanal und in spezieller Gestaltung durch eine gummielastische Lippe gebildet ist, die, unter einer mäßigen Vorspannung stehend, antriebsseitig die Mündungsöffnung des Querkansals abdeckt, ist der Steuerkanal des Steuerteils des Bremskraftverstärkers auch dann unmittelbar mit dessen Arbeitskammer verbindbar, wenn das Steuerteil, das seiner Funktion nach ein 3/3-Wege-Regelventil mit zwei alternativen Durchflußstellungen und einer Sperrstellung ist, sich in der Sperrstellung befindet, die bei einer normalen Bremsung dann eingenommen wird, wenn der Fahrer bei Erreichen einer erwünschten Fahrzeugverzögerung das Bremspedal nicht weiter niederdrückt. Mittels dieses Ventils wird insbesondere am Beginn einer automatisch gesteuerten Bremsung ein erwünscht rasches Ansprechen der mit hohem Verstärkungsfaktor einsetzenden Bremsung erreicht.

Die erfindungsgemäße Bremsdruck-Steuereinrichtung kann mittels zweier 2/2-Wege-Magnetventile realisiert sein, deren eines in seiner erregten Stellung eine direkte Verbindung der Arbeitskammer mit der Außenatmosphäre vermittelt und ansonsten gesperrt ist und deren zweites in seiner Grundstellung die Verbindung des Steuerkanals mit der Unterdruckkammer vermittelt und diese Verbindung in seiner erregten Stellung unterbricht, wobei das erste dieser beiden Ventile "außerhalb" des Bremskraftverstärkers angeordnet sein kann, während das zweite in das zusammen mit dem Arbeitskolben des Bremskraftverstärkers bewegliche Gehäuse seines Steuerteils integriert sein kann.

Hieraus ist ersichtlich, daß der für die erfindungsgemäße Bremsdruck-Steuereinrichtung zu treibende technische Aufwand allenfalls demjenigen entspricht, der bei der Bremsdruck-Steuereinrichtung nach der Patentanmeldung P 41 02 497.4-21 schon allein für die Anschluß-Steuerung der dort weiter vorgesehenen Pufferspeicher erforderlich ist, die dort mit 3/3-Wege-Magnetventilen verwirklicht ist.

Für ein in das bewegliche Steuerteilgehäuse integriertes Magnetventil sind zwar flexible elektrische Versorgungsleitungen und elektrisch isolierende Gehäusedurchführungen erforderlich, jedoch ist der diesbezügliche

che Mehraufwand, verglichen mit einer Realisierung der Bremsdruck-Steuereinrichtung wie gemäß der deutschen Patentanmeldung P 41 02 497.4-21 vorgesehen, unerheblich.

Problematisch könnte allenfalls die räumliche Anordnung eines in das Steuerteil integrierten Ventils "innerhalb" des Bremskraftverstärkers sein, der insoweit einer konstruktiven Abänderung bedürfte.

Diesbezüglicher Aufwand kann jedoch dadurch weitgehend vermieden, zumindest reduziert werden, daß der Steuerkanal über eine flexible Leitung und eine Durchführung des Gehäuses nach außen geführt ist und außerhalb der Vakuumkammer des Bremskraftverstärkers ein Magnetventil angeordnet ist, das in seiner Grundstellung diese Durchführung mit einer zweiten, in die Vakuumkammer zurückführenden Durchführung verbindet und in seiner bei Ansteuerung mit einem Ausgangssignal der Steuereinheit eingenommenen erregten Stellung die erste Durchführung gegen die zweite absperrt und dafür diese mit dem unter Atmosphärendruck stehenden Außenraum des Bremskraftverstärkers verbindet. Bei einer derartigen Gestaltung der Magnetventilanordnung als 3/2-Wegeventil und Anordnung desselben "außerhalb" der Vakuumkammer des Bremskraftverstärkers wird nur ein Ventil benötigt, dessen Steuerstrom-Versorgung auch über festverlegte elektrische Leitungen erfolgen kann. Die zur Anpassung des Vakuum-Bremskraftverstärkers an die erfindungsgemäße Bremsdruck-Steuereinrichtung erforderliche Ergänzung um eine vom Steuerkanal zu einer ersten Durchführung des Vakuumgehäuses führende, flexible Luftleitung sowie um eine zweite Durchführung, zwischen die das außerhalb des Vakuumgehäuses angeordnete Bremsdruck-Steuerventil geschaltet ist, beinhaltet, verglichen mit einem konventionellen Vakuum-Bremskraftverstärker, nur einen geringen Mehraufwand und ist daher kostengünstig realisierbar.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn das Bremsdruck-Steuerventil als 3/3-Wege-Ventil ausgebildet ist, das durch Steuersignale definiert verschiedener Steuerstromstärken in seine den Steuerstromkanal mit der Außenatmosphäre verbindende Funktionsstellung 11 sowie in eine den Steuerkanal gegen beide Durchführungen absperrende Funktionsstellung 1 steuerbar ist, wobei diese Sperrstellung mit besonderem Vorteil zur Steuerung von Bremsdruck-Absenkungsphasen ausnutzbar ist, in deren Verlauf das Bremsdruck-Steuerventil mehrfach zwischen seiner Grundstellung und dieser Sperrstellung umgeschaltet wird.

Wenn, wie in bevorzugter Gestaltung der Bremsdruck-Steuereinrichtung vorgesehen, die Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers mit einem höheren als dem atmosphärischen Umgebungsdruck beaufschlagbar ist, wobei dieser höhere Druck zwischen etwa 1,5 und 2,5, vorzugsweise um 2 bar beträgt, so lassen sich bei einer selbsttätig gesteuerten Bremsung erhöhte Bremskräfte erzielen, und es wird auch bei einer normalen Bremsung, wenn bei dieser die Pumpe aktiviert wird, eine Erhöhung des Aussteuerpunktes des Bremskraftverstärkers erzielt, d. h. es können relativ hohe Bremskräfte mit noch relativ niedrigen Betätigungskräften erzielt werden.

In schaltungstechnisch vorteilhaft einfacher Gestaltung ist der Druckausgang der zur Bereitstellung des höheren Druckes vorgesehenen Druckluftpumpe an den bei einer Vollbremsung mit der Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers verbundenen Eingang des Bremsdruck-Steuerventils über ein erstes Rückschlag-

ventil angeschlossen, das durch relativ höheren Druck am Druckausgang der Pumpe als in der Arbeitskammer in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst gesperrt wird, und es ist an diesen Druckeingang des Bremsdruckstauventils ein zweites Rückschlagventil angeschlossen, das bei relativ höherem Druck an dem Druckeingang des Bremsdruckstauventils gesperrt und sonst geöffnet ist, so daß über dieses zweite Rückschlagventil, falls die Pumpe ausgefallen sein sollte, der Atmosphärendruck in die Arbeitskammer des Bremskraftverstärkers einkoppelbar ist.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand in der Zeichnung dargestellter Ausführungsbeispiele näher beschrieben und erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 Ein elektrohydraulisches Blockschaltbild einer mittels eines Vakuum-Bremskraftverstärkers betätigbaren hydraulischen Zweikreis-Bremsanlage eines Straßenfahrzeuges, das mit einem Antiblockiersystem und einer erfindungsgemäßen Bremsdruck-Steuereinrichtung ausgerüstet ist,

Fig. 1a einem Schnitt längs der Linie Ia-Ia der Fig. 1, zur Erläuterung einer Variante der Sensor-Anordnung,

Fig. 1b mögliche Anordnungen von Kraftsensoren zur Erläuterung eines weiteren Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemäßen Bremsdruck-Steuereinrichtung,

Fig. 1c ein Diagramm zur Erläuterung des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 1b und

Fig. 2a bis 2c Einzelheiten des Vakuum-Bremskraftverstärkers der Bremsanlage gemäß Fig. 1, zur Erläuterung seiner Funktion.

In der Fig. 1, auf deren Einzelheiten zunächst verwiesen sei, ist insgesamt mit 10 eine hydraulische Zweikreis-Bremsanlage eines durch diese repräsentierten Straßenfahrzeuges bezeichnet, in die eine — erfindungsgemäße — Bremsdruck-Steuereinrichtung integriert ist, deren Zweck es ist, aus der Art, wie der Fahrer die Bremsanlage 10 betätigt, zu "erkennen", ob der Fahrer eine mit mäßiger Fahrzeugverzögerung durchführbare Zielbremsung oder eine Vollbremsung mit möglichst hoher Fahrzeugverzögerung durchführen möchte und, falls letzteres der Fall ist, die Entfaltung einer geeigneten, hohen Bremskraft selbsttätig zu steuern, die der Fahrer durch Betätigung der Bremsanlage 10 allein, d. h. ohne die Bremskraft-Steuereinrichtung nicht, zumindest nicht schnell genug, ansteuern könnte.

Bei der Bremsanlage 10 sind die Vorderradbremse 11 und 12 zu einem Vorderachs-Bremskreis I und die Hinterradbremse 13 und 14 zu einem Hinterachs-Bremskreis II zusammengefaßt.

Das insgesamt mit 16 bezeichnete Bremsgerät der Bremsanlage 10 umfaßt einen Tandem-Hauptzylinder 17 und einen Vakuum-Bremskraftverstärker 18 und ist mittels eines Bremspedals 19 betätigbar, mittels dessen der Fahrer die bei einer Bremsung seinem Wunsch entsprechende Fahrzeugverzögerung einsteuert. Der Tandem-Hauptzylinder 17 hat einen dem Vorderachs-Bremskreis I zugeordneten Primär-Ausgangsdruckraum 21 und einen dem Hinterachs-Bremskreis II zugeordneten Sekundär-Ausgangsdruckraum 22, die durch einen Schwimmkolben 23 druckdicht axialbeweglich gegeneinander abgegrenzt sind, wobei die zweite axiale Begrenzung des Primär-Ausgangsdruckraumes durch einen im Hauptzylindergehäuse 24 druckdicht axialbeweglichen Primärkolben 26 gebildet ist, an dem über eine Druckstange 27 die mittels des Vakuum-Bremskraftverstärkers 18 verstärkte Betätigungskraft angreift, während die zweite axiale Begrenzung des Sekundär-Ausgangsdruckraumes 22 durch eine Endstirn-

wand 28 des Hauptzylindergehäuses 24 gebildet ist.

Des weiteren ist vorausgesetzt, daß das Fahrzeug mit einem Antiblockiersystem für sich bekannter Bauart und Funktion ausgerüstet ist, das bei einer Bremsung — im Bedarfsfall — eine mit dynamisch-stabilem Verhalten des Fahrzeuges verträgliche Bremsdruck-Regelung vermittelt, die auch zu einer optimalen oder zumindest annähernd optimalen Fahrzeugverzögerung führt. Dieses Antiblockiersystem ist in der Fig. 1 durch seine lediglich schematisch angedeutete, nicht dargestellte, Bremsdruck-Regelventile sowie gegebenenfalls den Bremskreisen I und II einzeln zugeordnete Rückförderpumpen umfassende Hydraulikeinheit 29 repräsentiert, die "zwischen" die den beiden Bremskreisen I und II zugeordneten Druckausgänge 31 und 32 des Tandem-Hauptzylinders 17 und die Vorderradbremse 11 und 12 bzw. die Hinterradbremse 13 und 14 geschaltet ist. Eine mehr in die Einzelheiten gehende Erläuterung dieses Antiblockiersystems 29, das auf eine aus der Technik der Antiblockiersysteme bekannte, beliebige Weise realisiert sein kann, wird nicht als erforderlich angesehen, da in Verbindung mit der — erfindungsgemäßen — Bremsdruck-Steuereinrichtung grundsätzlich jede Art von Antiblockiersystem geeignet ist.

Das bei der Bremsdruck-Steuereinrichtung zur Anwendung gelangende Steuerungsprinzip besteht darin, aus einer fortlaufenden Überwachung der Stellung des Bremspedals 19 die Geschwindigkeit zu erkennen, mit der der Fahrer das Bremspedal 19 betätigt und, falls diese Geschwindigkeit einen zweckmäßigerweise einstellbar vorgegebenen Schwellenwert ϕ_s überschreitet, woraus geschlossen werden kann, daß der Fahrer nicht lediglich eine wohl dosierte Zielbremsung, sondern eine Vollbremsung durchzuführen beabsichtigt, den Bremskraftverstärker 18 durch selbsttätige, ventilsteuerte Beaufschlagung seiner Arbeitskammer 33 mit dem Umgebungsdruck (Atmosphärendruck) zu aktivieren und dadurch die über die Radbremsen 11 bis 14 entfaltbare Bremskraft im Zuge der Bremsung zu einem frühestmöglichen Zeitpunkt auf einen höchstmöglichen Wert zu bringen und diesen erforderlichenfalls unter Mitwirkung des Antiblockiersystems 29 so zu begrenzen, daß dynamisch stabiles Verzögerungsverhalten des Fahrzeuges gewährleistet bleibt.

Zur Realisierung dieses Bremsdruck-Steuerungskonzepts ist ein beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel als Winkelgeber ausgebildeter Pedal-Stellungsgeber 34 vorgesehen, der elektrische Ausgangssignale erzeugt, die jeweils ein Maß für die Momentanstellung des Bremspedals 19 sind.

Ein solcher Winkelgeber kann in einfacher Gestaltung, z. B. als Dreh-Potentiometer ausgebildet sein, das ein mit zunehmender Auslenkung des Bremspedals 19 aus seiner dem gelösten Zustand der Bremsanlage 10 entsprechenden Grundstellung ein dem Pegel nach anwachsendes Spannungs-Ausgangssignal erzeugt, der mittels einer elektronischen Steuereinheit 36 in Einheiten der Pedalstellung ϕ und deren zeitlicher Änderung $\dot{\phi}$ auswertbar ist. Der Pedalstellungs-Geber kann in bekannter Technik auch als "digitaler" Inkrementalgeber ausgebildet sein, der mit inkrementalen Änderungen $\delta\phi$ der Pedalstellung verknüpfte Impulsfolgen erzeugt, aus deren Phasenlage und Impulszahl Änderungssinn und Betrag der Pedalstellung ermittelbar ist. Der Pedalstellungsgeber kann auch als in einem geeigneten digitalen Ausgabeformat arbeitender Absolutgeber ausgebildet sein.

Die Ausgangssignale des Pedalstellungs-Gebers 34

werden in der elektronischen Steuereinheit 36, die mit Betätigung der Bremsanlage 10 aktiviert wird, z. B. durch ein mit dem Ansprechen des Bremslichtschalters 37 verknüpft Spannungssignal, das für die Dauer der Bremsen-Betätigung ansteht, einer zeitlich differenzierenden Verarbeitung unterworfen, d. h., es wird ab Beginn der Bremsanlage 10 die Geschwindigkeit ϕ ermittelt, mit der das Bremspedal 19 vom Fahrer "niedergedrückt" wird, und es wird, wenn diese Geschwindigkeit ϕ größer ist als ein zweckmäßigerweise einstellbar vorgegebener Schwellenwert ϕ_s von der elektronischen Steuereinheit 36 ein Ausgangssignal zur Ansteuerung eines als Magnetventil ausgebildeten Bremsdruck-Steuerventils 38 abgegeben, das hierdurch in eine Funktionsstellung 11 geschaltet wird, in welcher der Atmosphärendruck in die Arbeitskammer 33 des Vakuum-Bremskraftverstärkers 18 eingekoppelt ist und dieser dadurch zur Entfaltung seiner maximalen Betätigungskraft angesteuert ist, die über die mit dem Arbeitskolben 39 fest verbundene Druckstange 27 des Bremskraftverstärkers 18 auf den Primärkolben 26 des Tandem-Hauptzylinders 17 übertragen wird.

Der Vakuum-Bremskraftverstärker 18, zu dessen Erläuterung nunmehr auch auf die Fig. 2a bis 2c Bezug genommen sei, entspricht beim dargestellten Ausführungsbeispiel hinsichtlich der konstruktiven Gestaltung seines die Unterdruckkammer 41 gehäusefest begrenzenden Vakuum-Gehäuses 42, seines die Arbeitskammer 33 gehäusefest begrenzenden Vakuum-Zylinder 43, der Ausbildung und Anordnung seines die Unterdruckkammer 41 gegen die Antriebskammer 33 beweglich abgrenzenden Arbeitskolbens 39, der diesen gegen die beiden Kammern 33 und 41 abdichtenden Rollmembran 44, seines insgesamt mit 46 bezeichneten Steuerteils, über das ein zu der Kraft, mit der Fahrer das Bremspedal 19 betätigt, proportionaler, dem Betrage nach zwischen dem Atmosphärendruck und dem in der Unterdruckkammer 41 herrschenden Unterdruck liegender Arbeitsdruck in die Antriebskammer 33 einkoppelbar ist, der Gestaltung eines als einfache Hebelmechanik ausgebildeten Reaktionsgliedes 47, das den Betrag der am Bremspedal 19 spürbaren Reaktionskraft bestimmt, gegen die der Fahrer das Bremspedal 19 im Sinne eines Bremsdruck-Aufbaues betätigen muß, sowie der mechanischen und funktionellen Verbindung des Bremskraftverstärkers 18 mit dem Tandem-Hauptzylinder 17 einem konventionellen Bremskraftverstärker, wie z. B. im "Bremsen-Handbuch", Alfred Teves GmbH, 9. Auflage, Bartsch Verlag, S. 100, 101 im einzelnen dargestellt und erläutert.

Demgemäß ist das Steuerteil 46 das im Ersatzschaltbild der Fig. 1 durch das hydraulische Schaltsymbol repräsentiert ist, als ein 3/3-Wege-Proportionalventil ausgebildet, dessen Gehäuse 48 einen radialen Flansch 49 hat, der den zentralen Bereich des Arbeitskolbens 39 des Vakuum-Bremskraftverstärkers 18 bildet. An diesen radialen Flansch 49 schließt sich ein die Antriebskammer 33 axial durchsetzendes, der Grundform nach röhrenförmiges Gehäuseteil 51 an, das durch eine zentrale Öffnung 52 des Vakuum-Zylinders 43 hindurchtritt, in dieser gleitend verschiebbar geführt ist und mittels einer äußeren Faltenbalg-Dichtung 53 luftdicht mit dem Vakuum-Zylindern 43 verbunden ist.

Das mit seinem radialen Flansch 49 den zentralen Teil des Arbeitskolbens 39 des Vakuum-Bremskraftverstärkers 18 bildende Gehäuseteil 51 des Gehäuses 48 des Steuerteils 46 hat eine mit der zentralen Längsachse 54 des Bremsgeräts 17, entlang derer die Druckstange 27

und der das rohrförmige Gehäuseteil 51 axial durchsetzende Pedalstößel 55 verlaufen, letzterer, je nach Pedalstellung hiervon geringfügig abweichend, koaxiale zentrale Durchgangsbohrung 56, in der ein Reaktionskolben 57 druckdicht verschiebbar angeordnet ist, an dessen Druckstange 27 des Bremskraftverstärkers 18 zugewandten Seite das Reaktionsglied 47 angreift, das unter der Wirkung der über die Druckstange 27 in Richtung des Pfeils 58 der Fig. 2a wirkenden Reaktions- und/oder Rückstellkräfte der im Tandem-Hauptzylinder 17 angeordneten Rückstellfedern den Reaktionskolben 57 in seine pedalseitig am weitesten aus der zentralen Durchgangsbohrung 56 herausragende, dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 10 entsprechende, in der Fig. 2a dargestellte Endstellung zu drängen sucht, die beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel durch radiale Anlage eines Reaktionshebels 59 des Reaktionsgliedes 47 an der radialen Endstirnfläche 61 des Gehäuses 48 markiert ist, die einem Stützteller 62 der Druckstange 27 zugewandt ist, mittels dessen die Druckstange 27 über eine Fesselhülse 63 an den Arbeitskolben 39 des Bremskraftverstärkers 18 gefesselt ist, und über den die in Richtung des Pfeils 58 wirkenden Reaktionskräfte auch auf das Reaktionsglied 47 übertragen werden, wobei zwischen dem äußeren Rand des Stütztellers und dem radial äußeren Bereich des Reaktionshebels 59 ein Stützglied 64 angeordnet ist, durch dessen radiale Abmessungen und Anordnung das Verhältnis der effektiven Hebelarm-Längen des Reaktionshebels 59 bestimmt ist, um das die am Bremspedal 19 spürbare Reaktionskraft geringer ist als die bei einer Bremsung über die Druckstange 27 in das Reaktionsglied 47 einleitbare Reaktionskraft. Durch dieses Verhältnis ist auch der Kraft-Übersetzungsfaktor des Bremskraftverstärkers 18 vorgegeben.

Auch die Durchgangsbohrung 56 mündet — pedalseitig — in eine dem Durchmesser nach etwas größere Bohrungsstufe 66 eines Zwischenabschnitts 51' des Steuerteilgehäuses 48, der mit einem Radialkanal 67 versehen ist, über den diese Bohrungsstufe 66 mit der Arbeitskammer 33 kommuniziert.

Zwischen der Bohrungsstufe 66 des Zwischenstücks 51' und der pedalseitig anschließenden Bohrungsstufe 68 des rohrförmigen Gehäuseteils 51 des Steuerteilgehäuses 48 vermittelt eine radiale, kreisringförmige Stufenfläche 69. Innerhalb dieser Bohrungsstufe 68 des rohrförmigen Gehäuseteils 51 ist ein aus elastischem Dichtungsmaterial bestehender Stufenbalg 71 angeordnet, der mit einem pedalseitigen, kreiszylindrischen Mantelabschnitt 72 an der Bohrungsfläche der Bohrungsstufe 68 anliegt und einen über einen radialen Steg mit diesem äußeren Mantelabschnitt 72 verbundenen, zur Bohrung 66 des Zwischenabschnitts 51 hinweisenden, inneren, kreiszylindrischen Mantelabschnitt hat, dessen Innendurchmesser etwa dem Durchmesser der zentralen Bohrungsstufe 66 des Gehäuse-Zwischenabschnitts 51' entspricht, und dessen Außendurchmesser etwas größer ist als der Durchmesser dieser Bohrungsstufe 66.

An dem der radialen Stufenfläche 69 des Gehäuses 48 zugewandten Ende des inneren Mantelabschnitts 74 hat der Stufenbalg 71 die Form eines nach innen offenen U-Profilrings 76, in den zur Versteifung eine Stahl-Ringscheibe 77 eingesetzt ist, die eine zentrale Öffnung 78 hat, durch die der konische Endabschnitt des Pedalstößels 55 hindurchtritt, der mit seiner von einer kurzen Sackbohrung des Reaktionskolbens 57 aufgenommenen Kugelfopfende direkt an dem Reaktionskolben 57 an-

greift.

Der durch den U-Profilring 76 des Stufenbalges 71 und die in diesen eingesetzte Versteifungs-Ringscheibe 77 gebildete Endflansch des Stufenbalges 71 wird durch eine vorgespannte Feder 79, die axial an einer Ringschulter des Pedalstößels 55 abgestützt ist und an der dieser zugewandten Außenseite dieses Endflansches 76, 77 angreift, auf die radiale Stufenfläche 69 des Gehäuses 48 zu gedrängt, welches die Sitzfläche eines insgesamt mit 81 bezeichneten, radial äußeren Sitzventils bildet, in dessen in den Fig. 2b und 2c dargestelltem geschlossenem Zustand ein durch den Stufenbalg 71 und den an die Stufenfläche 69 anschließenden Abschnitt der Bohrungsstufe 68 begrenzter Ringraum 82 gegen die Bohrungsstufe 66 des Gehäuse-Zwischenstücks 51' und damit auch gegen die Arbeitskammer 33 des Vakuum-Bremskraftverstärkers 18 abgesperrt ist.

In dieser Schließ-Stellung des äußeren Sitzventils 81 ist auch ein Steuerkanal 83 gegen die Arbeitskammer 33 abgesperrt, über den diese z. B. in der in der Fig. 2a dargestellten Offen-Stellung des äußeren Sitzventils 81 und, wenn sich gleichzeitig das Bremsdruck-Steuerventil 38 in seiner dargestellten Grundstellung 0 befindet, mit der Unterdruckkammer 41 des Bremskraftverstärkers 18 verbunden ist. Bei konventioneller Gestaltung des Bremskraftverstärkers 18 wäre der Ringraum 82 über den Steuerkanal 83 direkt mit der Unterdruckkammer 41 verbunden.

Ein zweites, insgesamt mit 84 bezeichnetes, radial inneres Sitzventil ist durch einen glockenmantel- oder kegelmantelförmigen, den konischen Abschnitt des Bremspedalstößels 55 auf einem Abschnitt seiner Länge in radialem Abstand koaxial umgebenden Fortsatz 86 des Reaktionskolbens 57 — als Ventilkörper — und den diesem zugewandten, radial inneren Bereich, des durch den U-Profilring des Stufenbalges 71 und dessen Versteifungs-Ringscheibe 77 gebildeten Endflansches des Stufenbalges 71 — als Ventilsitz — gebildet, an dem der kreisringförmige freie Rand des Fortsatzes 86 des Reaktionskolbens 57 druckdicht anliegend abstützbar ist.

In der dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage 10 entsprechenden, in der Fig. 2a dargestellten Grundstellung des Steuerteils 46, der in der Fig. 1 die Grundstellung 0 des als Ersatzschaltbild das Steuerteil 46 repräsentierenden 3/3-Wege-Regelventils entspricht, ist das innere Sitzventil 86 geschlossen und dadurch der auf dem Umgebungsdruck befindliche Innenraum 88 des rohrförmigen Gehäuseteils 51 des Steuerteils 46 gegen die Arbeitskammer 33 des Bremskraftverstärkers 18 abgesperrt, während das äußere Sitzventil 81 seine Offen-Stellung einnimmt, da der Reaktionskolben 57 als Folge der von einer bzw. mehreren Rückstellfedern des Tandem-Hauptzylinders 17 auf die Druckstange 27 ausgeübten und über diese auf das Reaktionsglied 47 und von diesem auf den Reaktionskolben ausgeübten Rückstellkraft seine größtmöglichem axialem Abstand des freien Randes 87 seines Ventilkörper-Fortsatzes 86 von der Ebene der den Ventilsitz des äußeren Sitzventils 81 bildenden Stufenfläche 69 des Gehäuses 48 entsprechende Endstellung einnimmt, in welcher der durch den Endflansch des Stufenbalges 71 gebildete Ventilkörper dieses äußeren Ventilsitzes 81 von seinem Ventilsitz 69 abgehoben ist.

Die in der Fig. 2c dargestellte Funktionsstellung des Steuerteils 46, in welcher das radial äußere Sitzventil 81 geschlossen ist und das radial innere Sitzventil 84 seine Offen-Stellung einnimmt, in welcher die Arbeitskammer 33 unter Atmosphärendruck steht, wird eingenommen,

wenn der Fahrer das Bremspedal 19 so kräftig betätigt, daß der freie Rand 87 des Ventilkörper-Fortsatzes 86 des Reaktionskolbens 57 von dem dem Ventilsitz des inneren Sitzventils 84 bildenden inneren Rand des Endflansches 76, 77 des Stufenbalges 81 abgehoben bleibt, d. h. der Fahrer das Bremspedal 19 mit einer für die Erzielung einer Vollbremsung ausreichenden Kraft betätigt hält. Diese Funktionsstellung entspricht im Ersatzschaltbild der Fig. 1 die Funktionsstellung II des 3/3-Wege-Regelventils.

Die in der Fig. 2b dargestellte Funktionsstellung des Steuerteils 46, in der beide Sitzventile 81 und 84 geschlossen sind, wird im Verlauf einer "behutsam" erfolgenden Zielbremsung erreicht, wenn der Fahrer nach einer die Bremsung einleitenden "langsamen" Steigerung der Pedalbetätigungskraft diese, sobald ihm die hierdurch erreichte Fahrzeugverzögerung ausreichend erscheint, konstant hält, so daß sich als Gleichgewichtsstellung die in der Fig. 2b dargestellte Sperrstellung ergibt, die der Konstanthaltung eines in der Arbeitskammer 33 eingekoppelten Druckes entspricht, der mit einem durch die Auslegung der Bremsanlage bestimmten Wert des Bremsdruckes korreliert ist. Dieser Funktionsstellung des Steuerteils 46 entspricht die Sperrstellung I des Ersatzschaltbild-Ventilsymbols 46 der Fig. 1.

Im Unterschied zu einem konventionellen Vakuum-Bremskraftverstärker, bei dem der mit dem Ringraum 82 des Steuerteils 46 ständig in kommunizierender Verbindung stehende Steuerkanal 83 unmittelbar in die Unterdruckkammer 41 münden würde, ist bei dem für die Bremsanlage 10 gemäß Fig. 1 vorgesehenen, in der Fig. 2a in Einzelheiten dargestellten Vakuum-Bremskraftverstärker 18 dessen Steuerkanal 83 über eine flexible, druckluftdichte Leitung 89 an eine ebenfalls dichte Durchführung 91 des Vakuumgehäuses 42 angeschlossen, die über das Bremsdruck-Steuerventil 38 mit einem Einlaßstutzen 92 des Vakuumgehäuses 42 verbindbar ist, wodurch die für einen "behutsamen" Zielbremsbetrieb erforderliche kommunizierende Verbindung des Steuerkanals 83 mit der Unterdruckkammer 41 erzielbar ist. Diesem "normalen Bremsbetrieb" ist die Grundstellung 0 des Bremsdruck-Steuerventils 38 zugeordnet, in der die Durchführung 91 über einen Durchflußpfad 93 des Bremsdruck-Steuerventils 38 mit dem Einlaßstutzen 92 verbunden ist. Der vom Bremsdruck-Steuerventil 38 zu dem Einlaßstutzen 92 führende Luft-Strömungspfad 94 könnte, wie in der Fig. 1 dargestellt, auch direkt an die zum Ansaugstutzen des Fahrzeugmotors führende Unterdruckleitung 96 angeschlossen sein, die über den Anschlußstutzen 97 permanent in kommunizierender Verbindung mit der Unterdruckkammer 41 gehalten ist.

Das Bremsdruck-Steuerventil 38 ist als 3/3-Wege-Magnetventil ausgebildet, das bei Erregung seines Steuermagneten 98 mit einem Steuerstrom definierter, relativ niedriger Stromstärke von z. B. 3 A in seine Funktionsstellung I, eine Sperrstellung, und bei Erregung des Steuermagneten 98 mit einem Steuerstrom definierter, höherer Stromstärke von z. B. 6 A in seine Funktionsstellung II umgeschaltet wird, in welcher über den Durchflußpfad 99 der Atmosphärendruck über die flexible Leitung 89 und den Steuerkanal 83 in die Arbeitskammer 33 des Bremskraftverstärkers 18 einkoppelbar ist, die Unterdruckkammer 41 des Bremskraftverstärkers 18 jedoch gegen die flexible Leitung 89 abgesperrt ist, so daß ein Druckausgleich zwischen der Arbeitskammer 33 und der Unterdruckkammer 41 nicht stattfinden kann. Um sicherzustellen, daß der Atmosphärendruck, gegebenenfalls auch ein höherer Druck über das Brems-

druck-Steuerventil 38 und die flexible Leitung 89 sowie den Steuerkanal 83 in die Arbeitskammer 33 des Bremskraftverstärkers 18 eingekoppelt werden kann, auch wenn das äußere Sitzventil 81 sich in seiner Sperrstellung befindet, ist ein Rückschlagventil 101 vorgesehen, das einen von dem Steuerkanal 83, der im Ersatzschaltbild der Fig. 1 durch die Hintereinanderschaltung des Bremsdruck-Steuerventils 38 mit dem Steuerteil 46 vermittelnde, ebenfalls mit 83 bezeichnete Verbindungsleitung repräsentiert ist, direkt zur Arbeitskammer 33 führenden Überstrom-Kanal 102 freigibt, wenn der Druck im Steuerkanal größer ist als in der Arbeitskammer 33 und diesen Überströmkanal 102 abgesperrt hält, wenn der Druck in der Arbeitskammer 33 größer ist als im Steuerkanal, wie es für den Fall einer "sanften" Zielbremsung erforderlich ist.

Die Sperrstellung I des Bremsdruck-Steuerventils 38 kann z. B. durch mehrfaches Umschalten zwischen dieser Sperrstellung I und der Grundstellung 0 des Bremsdruck-Steuerventils 38 zur Erzielung einer erwünschten Bremsdruck-Abbaurate ausgenutzt werden, was beispielsweise dann zweckmäßig ist, wenn der Fahrer, nachdem er durch ein kurzes schnelles Antippen des Bremspedals 19 eine Vollbremsung eingeleitet hatte, diese aber abbrechen und die Bremskraft durch "langsam" Zurücknehmen des Bremspedals 19 entsprechend langsam reduzieren möchte.

Der Wunsch des Fahrers, eine wie vorstehend erläutert durch rasche Betätigung ($\phi > \phi_s$) des Bremspedals 19 ausgelöste

— aktive — Vollbremsung wieder abubrechen, kann auch aus einer Überwachung der Pedalposition ϕ und deren Änderungssinn erkannt werden, der dann besonders einfach aus einer differenzierenden Verarbeitung des Ausgangssignals des Pedal-Positionsgebers 34 erfaßbar ist, wenn dieses mit der Pedalposition ϕ monoton variiert, beispielsweise der Signalpegel mit zunehmender Verschwenkung des Bremspedals 19 in Richtung des Pfeils 119, d. h. im Sinne einer Bremsdruck-Steigerung, ansteigt und wieder abfällt, wenn das Bremspedal 19 in Richtung des Pfeils 119' der Fig. 1 zurückgenommen wird.

Die Erkennung eines diesbezüglichen Fahrerwunsches kann auch aus einer Erfassung von Bewegungen des Bremspedals 19 relativ zu dem Pedalstößel 55 oder zu einem dessen Bewegungen mit ausführenden Koppelungselement 109 erfolgen. Die Möglichkeit solcher Relativbewegungen zwischen dem Bremspedal 19 und dem Pedalstößel ist in den Fig. 1 und 1a — schematisch vereinfacht dadurch angedeutet, daß das pedalseitige Ende des Pedalstößels 55 als U-profilförmiges Koppelungselement 109 mit parallel zur Schwenkebene des Bremspedals 19 verlaufenden Profilschenkeln 109', 109'' ausgebildet ist, die mit in axialer Richtung sich erstreckenden, miteinander fluchtenden Langlöchern 103 versehen sind, durch die ein zentral mit dem Bremspedal 19 verbundener Querbolzen 104 hindurchtritt, bei dessen Abstützung an den stoßelseitigen Rändern der Langlöcher 103 die Pedalbetätigungskraft auf den Pedalstößel 55 übertragbar ist. Dieser Querbolzen 104 ist in den Langlöchern 103 gleitend verschiebbar, so daß er, wenn das Bremspedal 19 rasch zurückgenommen wird, von den stoßelseitigen Rändern der Langlöcher 103 abheben und innerhalb dieser zurückgleiten kann, das Koppelungselement aber andererseits auch von dem Querbol-

zen 104 abheben kann, wenn eine Vollbremsung ausgelöst ist und das Bremspedal 19 der Bremsdruck-Aufbau-Bewegung des Pedalstößels 55 langsamer nachgeführt wird als dessen Bewegung unter der Wirkung des in die Arbeitskammer 33 des Bremskraftverstärkers 18 eingekoppelten Druckes erfolgt.

Der Wunsch des Fahrers, den Bremsdruck konstant zu halten, ist daran erkennbar, daß sich das Ausgangssignal des Pedalstellungsgebers 34 nicht ändert ($\dot{\varphi} = 0$). Wenn das gabelförmige Kopplungselement 109, wie in der Fig. 1a schematisch angedeutet, mit einem Relativbewegungs-Sensor 111 versehen ist, der mit zunehmendem Abstand des Querbolzens 104 von seiner stößelseitigen Anlageposition mit den dem Pedalstößel 55 zugewandten End-Rändern der Langlöcher 103 ein monoton variierendes Ausgangssignal erzeugt, oder einfach als Schaltglied ausgebildet ist, das ab einem Mindestabstand des Querbolzens 104 von dieser Anlageposition ein Ausgangssignal abgibt, so können auch solche Ausgangssignale eines Relativ-Positionsgebers 111 zur Erkennung des Fahrerwunsches, daß eine Vollbremsung abgebrochen werden soll, sinngemäß ausgenutzt werden.

Zur Erkennung des Fahrerwunsches geeignete Signale, die zu einer im vorstehend erläuterten Sinne selbsttätigen Bremsdruck-Steuerung ausgenutzt werden können, die eine situationsgerecht erhöhte oder "normale" Bremsdruck-Entwicklung ergibt, sind auch in der Fig. 1b lediglich schematisch angedeutete Kraftsensoren 112 und/oder 113 geeignet, welche für die Kraft K_p , mit der der Fahrer das Bremspedal 19 betätigt, charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugen.

Funktionell den Langlöchern 103 des Kopplungsgliedes 109 des Pedalstößels 55 gemäß Fig. 1 entsprechende Langlöcher sind beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1b nicht erforderlich.

Derartige Kraftsensoren können, wie in der Fig. 1b schematisch vereinfacht dargestellt, z. B. als am Bremspedal 19 selbst angeordnete Dehnungs-Meßstreifen-Anordnungen 112 ausgebildet sein, die auf Durchbiegungen des Bremspedals 19 ansprechen, oder als Kraft-Meßdosen 113, die mit Druck abhängigen Widerstandselementen oder piezoelektrischen Materialien realisierbar sind und für die am Pedalstößel 55 axial angreifenden Kräfte charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugen. Zur Erläuterung eines einfachen Auswertungsprinzips, anhand dessen mittels der Kraftsensor-Ausgangssignale der Fahrerwunsch — Vollbremsung oder Zielbremsung — erkennbar ist, sei — vereinfachend — angenommen, daß das Ausgangssignal des jeweiligen Kraftsensors 112 bzw. 113 ein Spannungssignal ist, dessen Pegel mit zunehmender Kraft K_p , mit der der Fahrer das Bremspedal 19 betätigt, zunimmt und zu dieser proportional ist.

Für eine zu einem Zeitpunkt t_0 einsetzende Bremsung, in deren Verlauf der Fahrer zunächst die Pedalkraft K_p schnell und gleichmäßig steigert, diese, sobald im Zeitpunkt t_1 ein von ihm gewünschter Wert der Fahrzeugverzögerung erreicht ist, konstant hält, während die Fahrzeuggeschwindigkeit mehr und mehr abnimmt und ab dem Zeitpunkt t_2 die Pedalkraft K_p zunächst langsam mit gleichmäßiger Rate senkt und schließlich im Zeitpunkt t_3 die Bremsung durch "Loslassen" — rasche Zurücknahme — des Bremspedals 19 abbricht, wobei in dem kurz darauf folgenden Zeitpunkt t_4 der Bremsdruck in den Radbremsen vollständig abgebaut ist, ergibt sich, qualitativ der in dem oberen Diagramm der Fig. 1c dargestellte Zeitverlauf des Aus-

gangssignals des Kraftsensors 112 bzw. 113 mit einem steil ansteigenden Ast 114, der der Bremskraftsteigerung entspricht, einem "horizontalen" Abschnitt konstanten Signalpegels 116, einem — relativ flach — abfallenden Ast 117, der der kontrollierten Zurücknahme der Pedalbetätigungskraft entspricht und einem steil bis auf den Signalpegel 0 abfallenden letzten Ast 118, der aus dem Abbrechen der Bremsung resultiert.

Der mit diesem Zeitverlauf des Kraftsensor-Ausgangssignals verknüpfte Verlauf des zeitlichen Differenzialquotienten dK_p/dt des Kraftsensor-Ausgangssignals ist in dem unteren Diagramm der Fig. 1c dargestellt und kann aus einer einfachen rechnerischen Verarbeitung der Ausgangssignalpegel des Kraftsensors 112 bzw. 113 gewonnen werden. Dieser Differenzialquotient \dot{K}_p gibt durch das Vorzeichen (+/-) den Änderungssinn (Zunahme/Abnahme) der Betätigungskraft und durch seinen Betrag die Änderungsrate wieder. Ist dieser, wie beim gewählten Erläuterungsbeispiel am Beginn der Bremsung, höher als ein vorgegebener Schwellenwert K_s so kann dies von der elektronischen Steuereinheit 36 wieder als Information dahingehend gewertet werden, daß eine selbsttätige Vollbremsung erforderlich ist.

Wenn andererseits der Fahrer die im Zeitpunkt t_0 schon ausgelöste Vollbremsung im Zeitpunkt t_1 abbrechen will, mit der Folge, daß ab diesem Zeitpunkt das Kraftsensor-Ausgangssignal dem im Zeitpunkt t_1 einsetzenden gestrichelt eingezeichneten, steil abfallenden Ast 108' folgt, der parallel zu dem am steilsten abfallenden Ast 108 des oberen Diagramms der Fig. 1c verläuft, so wird dies praktisch schon im Zeitpunkt t_1 am Vorzeichenwechsel des Differenzialquotienten \dot{K}_p und dessen hohem Betrag erkannt und zu einem Abbrechen der gesteuerten Vollbremsung ausgenutzt.

Um den Aussteuerpunkt des Bremskraftverstärkers 18 und damit auch die Bremskraft bei einer selbsttätig gesteuerten Vollbremsung erhöhen zu können, ist gemäß der in der Fig. 2a dargestellten Variante der Bremsdruck-Steuereinrichtung in den Arbeitsdruckraum 33 des Bremskraftverstärkers 18 im Bedarfsfall der gegenüber dem Atmosphärendruck erhöhte Ausgangsdruck einer Druckluftpumpe 106 einkoppelbar, der in einer typischen Auslegung dieser Pumpe 106 um 2 bar beträgt. Der Druckausgang der Pumpe 106 ist an den Druckeingang 108 des Bremsdruck-Steuerventils 38, der in der Funktionsstellung II dieses Ventils 38 mit dem Arbeitsraum 33 des Bremskraftverstärkers 18 verbunden ist, über ein erstes Rückschlagventil 107 angeschlossen, das durch höheren Druck am Druckausgang der Pumpe 106 als im Arbeitsraum 33 in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst gesperrt ist. Diesem Druckeingang 108 des Brems-Steuerventils 38 ist weiter ein zweites Rückschlagventil 107' vorgeschaltet, das, wenn der Druck an dem Druckeingang 108 niedriger ist als der Atmosphärendruck in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst gesperrt ist. Es ist somit gesperrt, wenn die Pumpe 106 arbeitet.

Patentansprüche

1. Bremsdruck-Steuereinrichtung für ein Straßenfahrzeug mit hydraulischer Mehrkreis-, insbesondere Zweikreis-Bremsanlage, in deren Radbremsen durch Pedalbetätigung eines Bremsgeräts, das aus einem Hauptzylinder mit den Bremsen einzeln zugeordneten Ausgangsdruckräumen und einem pneumatischen Bremskraftverstärker besteht, der eine an den Ansaugstutzen des Fahrzeugmotors

angeschlossene Unterdruckkammer und eine Arbeitskammer hat, die über ein Steuerteil, das mittels des Bremspedals betätigbar ist, mit einem höheren als dem an dem Ansaugstutzen herrschenden Druck beaufschlagbar ist, mit einem die Position des Bremspedals oder eines mit diesem bewegungsgekoppelten Elements erfassenden Weg- bzw. Positionsgeber, der für die Momentan-Position des Bremspedals und/oder Änderungen derselben charakteristische elektrische Ausgangssignale erzeugt, und/oder mit einem Kraftgeber, der für die Kraft K_p , mit der der Fahrer bei einer Bremsung das Bremspedal betätigt, charakteristische Ausgangssignale erzeugt, wobei aus einer Verarbeitung der Positions- bzw. Weggeberausgangssignale oder der Kraftgeber-Ausgangssignale mittels einer elektronischen Steuereinheit Ansteuersignale für eine Bremsdruck-Stelleinrichtung erzeugbar sind, mittels derer — bei Ansteuerung — mindestens in einzelne der Radbremsen, vorzugsweise in sämtliche Radbremsen ein höherer Bremsdruck einkoppelbar ist als der nach der momentanen Pedalkraft ansonsten zu erwartende Bremsdruck, wobei weiter eine Ansteuerung der Bremsdruck-Stelleinrichtung im Sinne der erhöhten Bremsdruck-Entfaltung mindestens dann ausgelöst wird, wenn die Geschwindigkeit ϕ mit der das Bremspedal im Sinne eines Bremsdruck-Aufbaues betätigt wird und/oder die Änderungsrate K_p der Kraft K_p , mit der der Fahrer das Bremspedal betätigt, größer ist/sind als ein vorgegebener Schwellenwert ϕ_s bzw. K_s , und wobei das Fahrzeug mit einem bei einer Bremsung auf dynamisch stabiles Verzögerungsverhalten des Fahrzeuges regelnden Antiblockiersystem ausgerüstet ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Vakuum-Bremskraftverstärker (18) mit einer Magnetventilanordnung (38) versehen ist, die durch Ansteuerung mit einem elektrischen Ausgangssignal der elektronischen Steuereinheit (36) aus einer Grundstellung (0), in der ein Steuerkanal (83) des Steuerteils (46) über den ein Druckausgleich zwischen der Vakuumkammer (41) und der Arbeitskammer (33) des Vakuum-Bremskraftverstärkers (18) erfolgen kann, mit der Unterdruckkammer (41) in kommunizierender Verbindung steht, die Arbeitskammer (33) des Vakuum-Bremskraftverstärkers (18) jedoch gegen die Außenatmosphäre abgesperrt ist, in eine erregte Funktionsstellung (11) steuerbar ist, in der der Steuerkanal (83) des Bremskraftverstärkers über einen in dieser Funktionsstellung freigegebenen Durchflußpfad der Magnetventilanordnung (38) mit dem Umgebungsdruck beaufschlagt, jedoch gegen die Unterdruckkammer (41) abgesperrt ist, wobei die Grundstellung (0) der Magnetventilanordnung (38) dem nicht betätigten Zustand der Bremsanlage sowie deren Zielbremsbetrieb zugeordnet ist und die Ventilanordnung (38) in ihre erregte Stellung (11) gelangt, wenn bei der Betätigung des Bremspedals (19) der Schwellenwert ϕ_s der Betätigungsgeschwindigkeit und/oder der Schwellenwert K_s der Änderungsrate der Betätigungskraft überschritten wird/werden, und daß ein auf den Druck in dem Steuerkanal (83) ansprechendes, durch relativ höheren Druck im Steuerkanal (83) als in der Arbeitskammer (33) in Öffnungsrichtung beaufschlagtes und sonst gesperrtes Ventil (101) vorgesehen ist, über das der Steuerkanal (83) unmittelbar mit der Arbeitskammer (83) des Vaku-

um-Bremskraftverstärkers (18) verbindbar ist.
 2. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil (101), über das der Steuerkanal (83) mit der Arbeitskammer (33) des Vakuum-Bremskraftverstärkers (18) verbindbar ist, als Rückschlagventil ausgebildet ist.
 3. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Rückschlagventil (101) als Flatterventil ausgebildet ist, das die Mündungsöffnung eines Querkanaals (102), der von dem Steuerkanal (83) ausgeht und in die Arbeitskammer (33) mündet, dichtend abdeckt, wenn der Druck in der Arbeitskammer (33) höher ist als im Steuerkanal (83).
 4. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Flatterventil (101) durch eine gummielastische Lippe gebildet ist, die, unter mäßiger Vorspannung stehend, antriebskammerseitig die Mündungsöffnung des Querkanaals (102) abdeckt.
 5. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkanal (83) über eine flexible Leitung (89) und eine Durchführung (91) des Vakuumgehäuses (42) nach außen geführt ist, daß im Außenraum der Vakuumkammer das Magnetventil (38) angeordnet ist, das in seiner Grundstellung diese Durchführung (91) mit einer zweiten, in die Vakuumkammer (41) zurückführenden Durchführung (92) verbindet und in seiner bei Ansteuerung mit dem bei Überschreiten des Schwellenwertes ϕ_s der Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals und/oder bei Überschreiten des Schwellenwertes K_s der Änderungsrate der Pedalbetätigungskraft von der elektronischen Steuereinheit (36) erzeugten Ausgangssignal eingenommenen erregten Stellung (II) die erste Durchführung (91) gegen die zweite Durchführung (92) absperrt und dafür diese mit der Außenatmosphäre verbindet.
 6. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Bremsdruck-Steuerventil (38) als 3/3-Wege-Ventil ausgebildet ist, das durch das Ausgangssignal der elektronischen Steuereinheit (36), das diese bei einem Überschreiten des Schwellenwertes ϕ_s der Betätigungsgeschwindigkeit des Bremspedals (19) und/oder bei Überschreiten des Schwellenwertes K_s der Änderungsrate der Pedalbetätigungskraft mit definiertem Wert des Steuerstromes erzeugt, in seine erregte Stellung (II) und durch ein Ausgangssignal definiert verschiedener, niedrigerer Stromstärken in eine erregte Stellung (I), eine Sperrstellung, umschaltbar ist, in der der Steuerkanal (83) sowohl gegen die Unterdruckkammer (41) als auch gegen die Arbeitskammer (33) abgesperrt ist.
 7. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Arbeitskammer (33) des Bremskraftverstärkers (18) mit einem höheren Druck als dem atmosphärischen Umgebungsdruck beaufschlagbar ist.
 8. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der zur Beaufschlagung der Arbeitskammer (33) des Bremskraftverstärkers (18) ausgenutzte höhere Druck einen Betrag zwischen 1,5 und 2,5 bar, vorzugsweise um 2 bar hat.
 9. Bremsdruck-Steuereinrichtung nach Anspruch 7 oder Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der

Druckausgang einer zur Bereitstellung des höheren Druckes vorgesehenen Druckluftpumpe (106) an den bei einer Vollbremsung mit der Arbeitskammer (33) des Bremskraftverstärkers (18) verbundenen Eingang (108) des Bremsdruck-Steuerventils (38) über ein erstes Rückschlagventil (107) angeschlossen ist, das durch relativ höheren Druck am Druckausgang der Pumpe (106) als in der Arbeitskammer (33) in Öffnungsrichtung beaufschlagt und sonst gesperrt ist, und daß an diesen Druckeingang (108) des Bremsdruck-Steuerventils ein weites Rückschlagventil (107) angeschlossen ist, das bei relativ höherem Druck an dem Druckeingang (108) des Bremsdruck-Steuerventils gesperrt und sonst geöffnet ist.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

20

25

30

35

40

45

50

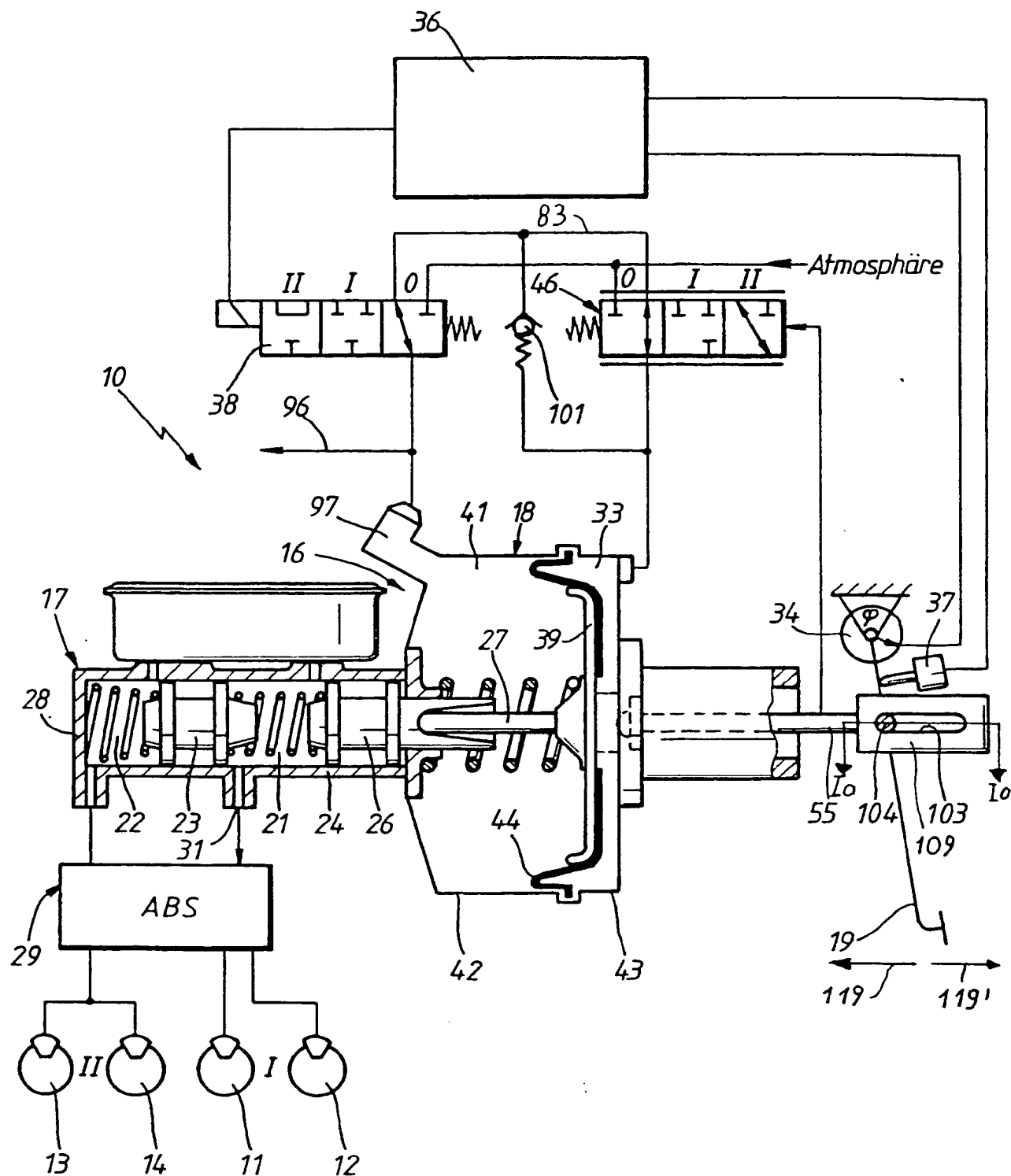
55

60

65

- Leerseite -

Fig. 1



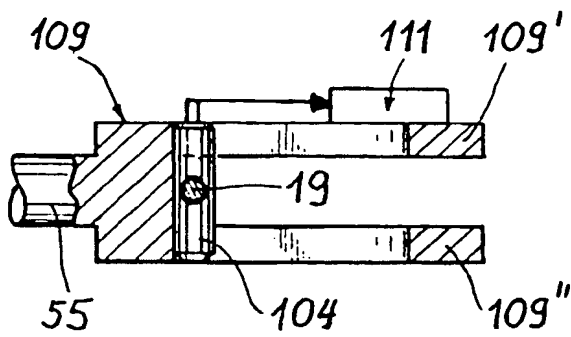


Fig. 1a

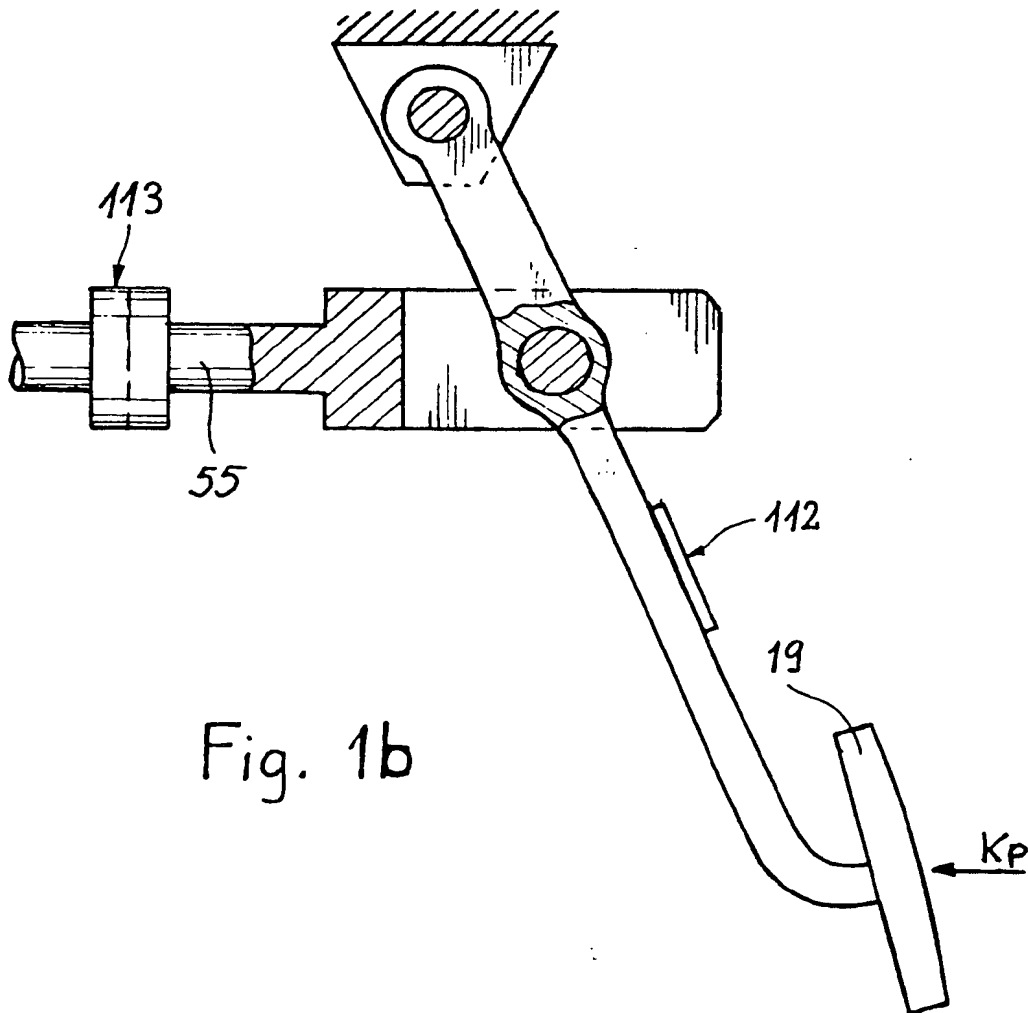


Fig. 1b

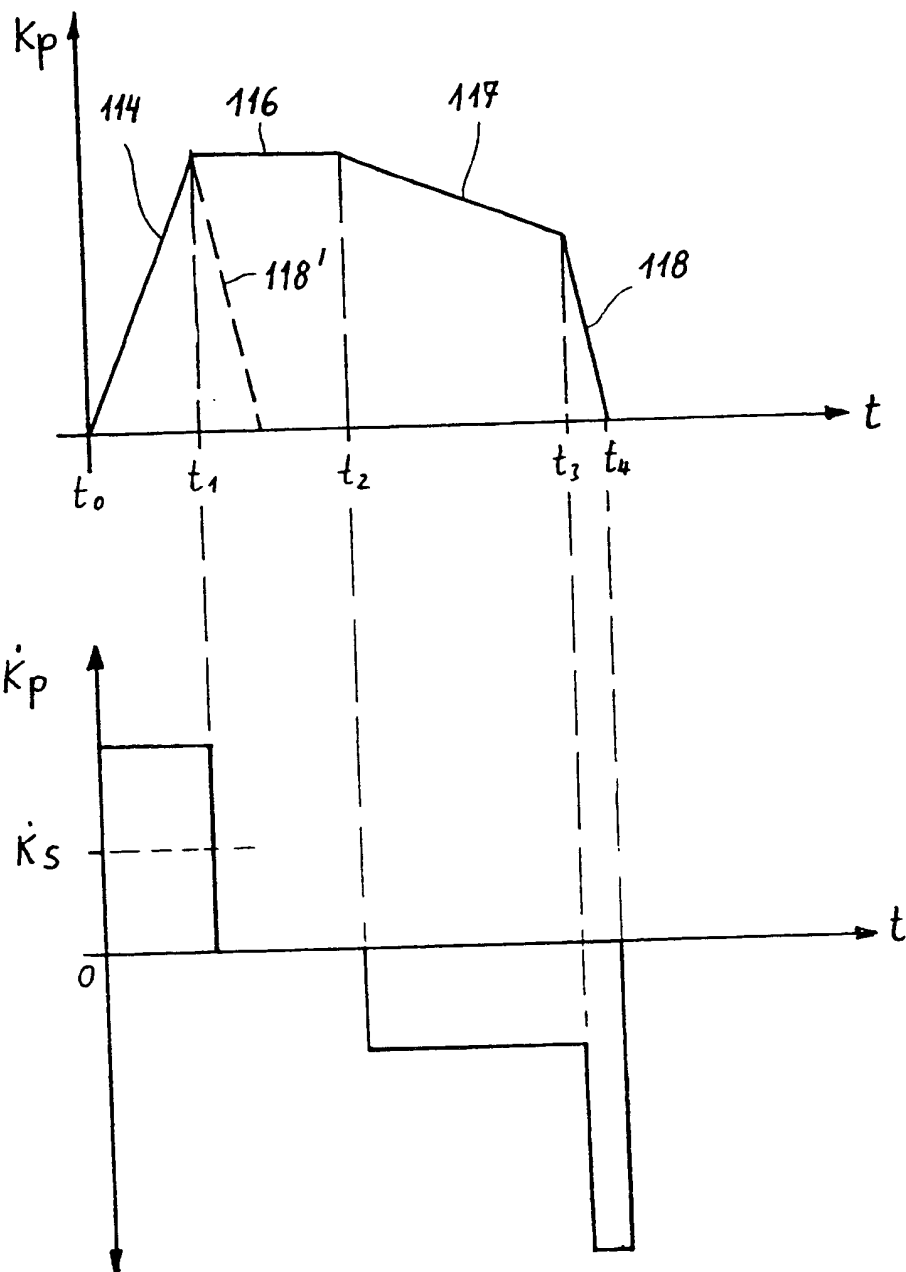


Fig. 1c

Fig. 2a

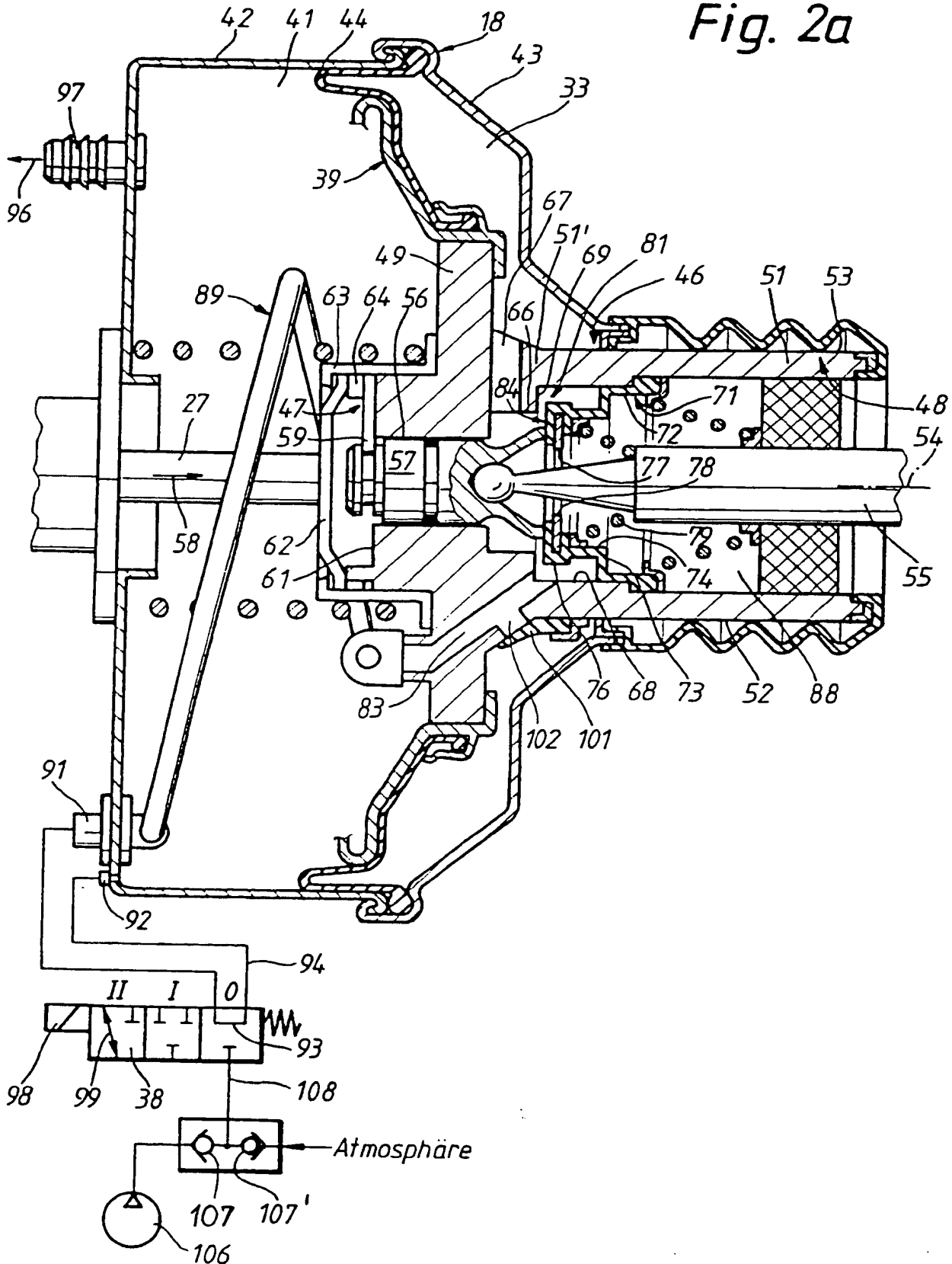


Fig. 2b

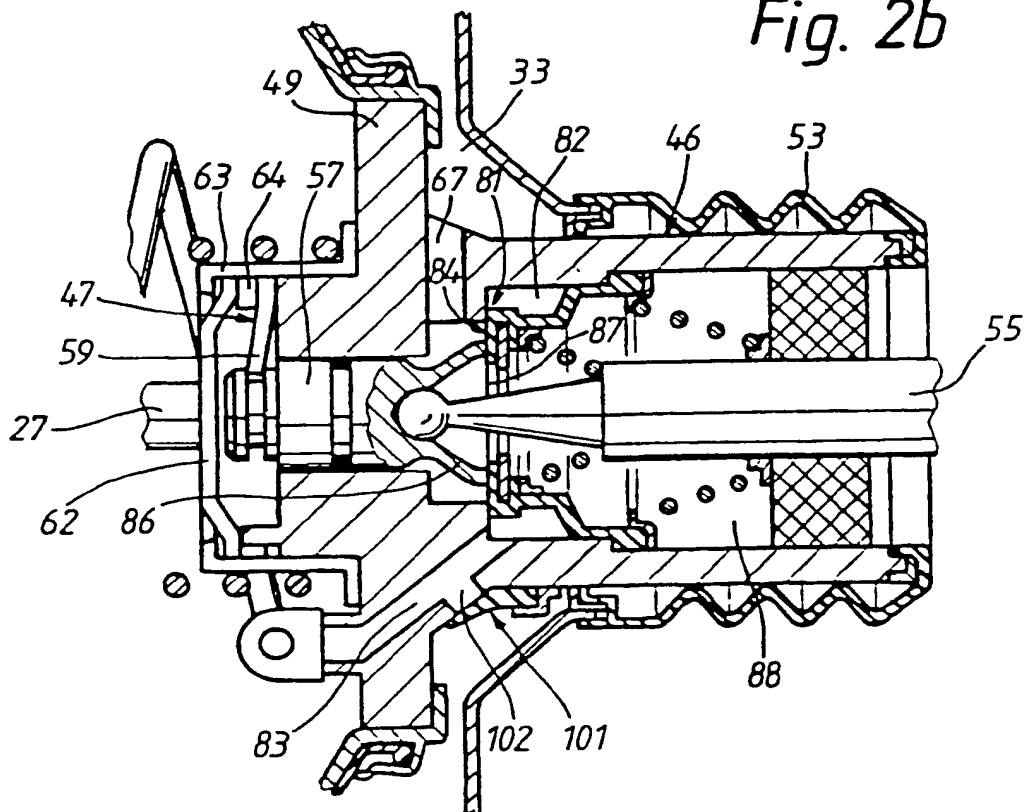
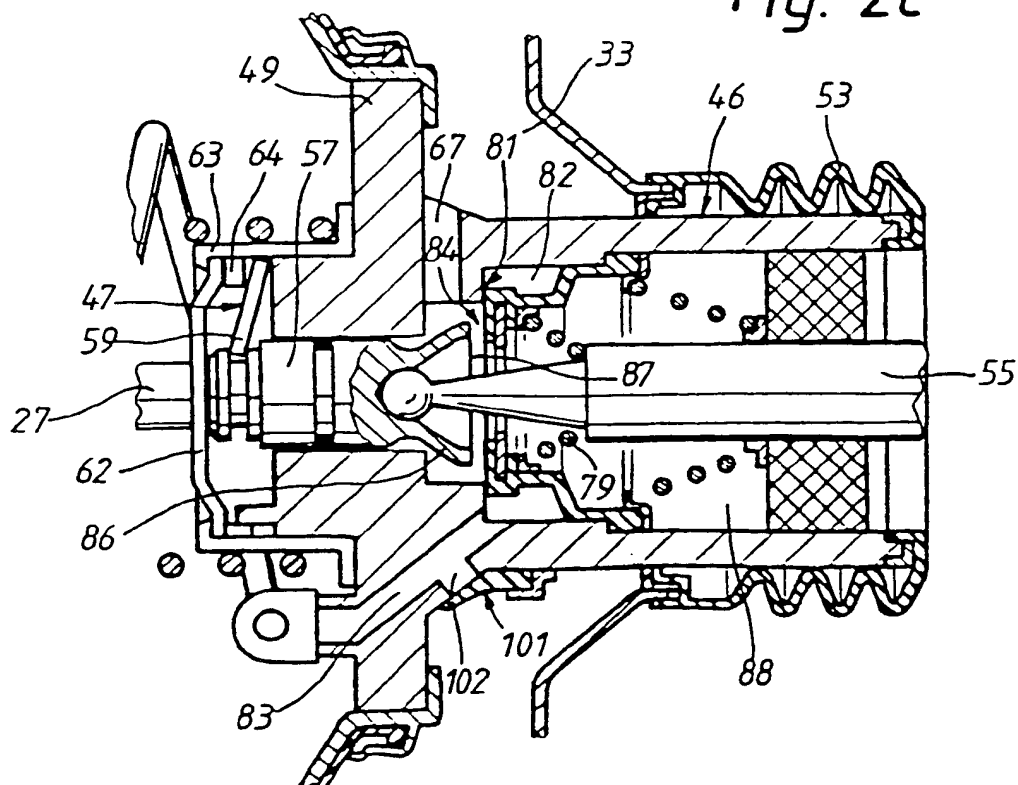


Fig. 2c



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)